



**GRUPO I
GERAÇÃO HIDRAÚLICA (GGH)**

OPERAÇÃO EM SOBRECARGA DAS TURBINAS DE ITAIPU

**João Maria Marra
ITAIPU**

RESUMO:

Este trabalho sintetiza os estudos de viabilidade de operação das turbinas da Usina de ITAIPU na faixa de 92% a 100% de abertura do distribuidor. Os estudos abrangeram, para a turbina, a análise dos resultados do dimensionamento mecânico, os resultados do modelo reduzido e de ensaios especiais realizados em protótipo, também foi analisado o comportamento mecânico e térmico do gerador. Ao final, concluiu-se ser possível a operação nesta faixa até os limites de potência de 766 MW (60 Hz) e 788 MW (50 Hz).

PALAVRAS CHAVE :

Sobrecarga – Turbina – Gerador – Cavitação – Vibração

1. INTRODUÇÃO:

Este trabalho foi desenvolvido no primeiro semestre de 1996. Naquele momento, o contínuo crescimento da demanda de energia elétrica no Brasil, aliado à redução de investimentos nos setores de produção e transmissão de energia elétrica nos 10 anos anteriores e ao longo tempo de maturação de novos projetos, vislumbrava, segundo a ELETROBRÁS, um quadro crítico quanto ao fornecimento de energia para os três anos posteriores, principalmente para 1998. Assim, para amenizar os efeitos deste quadro crítico, restava às concessionárias do setor elétrico disponibilizar ao máximo as Unidades Geradoras, bem como analisar a viabilidade de operação em regime de sobrecarga. A operação em sobrecarga, ainda que por pouco tempo, poderia ser muito útil para atender picos de demanda ou outras necessidades operativas.

É evidente, que sendo a Usina de ITAIPU detentora de aproximadamente 30% da capacidade instalada de geração no setor elétrico, seria solicitada a cooperar no processo para reduzir o impacto do quadro crítico que

se avizinhava. Ciente da importância de ITAIPU neste contexto, e do fundamental papel da manutenção para lograr extrair o máximo das Unidades Geradoras, a Superintendência de Manutenção de ITAIPU, empenhou-se em reavaliar a limitação de abertura em 92% e a potência do gerador em 788(50Hz) e 766(Hz).

2- CRITÉRIO UTILIZADO NA DETERMINAÇÃO DOS LIMITES OPERATIVOS ORIGINAIS

2.1 TURBINAS

Os limites superiores originais de operação das turbinas são de 92% para a abertura e de 800 MW para a potência no eixo. Estes limites se baseiam nos resultados dos ensaios no modelo reduzido. Vale lembrar que estes limites visaram cumprir as garantias contratuais durante o período de garantia.

Devido aos cálculos mecânicos terem considerado a potência máxima contratual de 740 MW, a região com potência entre 740 MW e 800 MW não estava coberta pelas garantias de tensões mecânicas na turbina, da sobrepressão, da sobrevelocidade e da temperatura nos mancais. A potência máxima de 800 MW (extra-contratual) foi adotada com base em reavaliações feitas pelo fabricante, Ref.[05], para os componentes e parâmetros da turbina afetados pelo aumento de 740 MW para 800 MW, quais sejam: eixo, rotor, mecanismo do distribuidor, acoplamento eixo/roda, mancais, sobrevelocidade, sobrepressão e velocidade de disparo.

A revisão dos memoriais de cálculo indicou que as tensões nos componentes citados eram aceitáveis, inclusive abaixo dos máximos especificados. A sobrevelocidade ultrapassa a especificação por não haver uma lei de fechamento que atenda simultaneamente aos níveis de sobrevelocidade e sobrepressão máximas.

Não obstante, este não foi um fator impeditivo. A velocidade de disparo fica abaixo do valor garantido (170rpm) e, distante da primeira frequência natural de flexão do conjunto girante (240 rpm).

2.2 GERADORES

2.2.1 Limites Térmicos:

Os ensaios de aceitação dos geradores, Ref.[19], indicaram que do, ponto de vista térmico, os geradores podem operar continuamente dentro de seu "rating", sem ultrapassar os limites de temperatura nas partes ativas, exceto o cobre rotórico dos geradores em 50 Hz para a condição de tensão máxima ($V = 1,05$ pu).

2.2.2 Limites Mecânicos:

Embora o dimensionamento mecânico do gerador ter sido feito para o valor especificado de 740 MW, não existe limitação operativa dentro do "rating", portanto a potência ativa máxima é de 823,6 MW (50 Hz) e 766 MW (60 Hz). Como a potência máxima recomendável para a turbina é de 800 MW, descontando-se as perdas no gerador, a potência máxima nos terminais gerador é de 788 MW (50 Hz) e 766 (60 Hz).

Rotor - Estator - Mecanicamente, a extrapolação da potência ativa de projeto do gerador (740 MW) não é muito significativa, devido a que as condições críticas no dimensionamento são situações de funcionamento anormal, como curto-circuito, defasagem na sincronização, velocidade de disparo e temperatura do ambiente do gerador, cujos esforços decorrentes não variam muito entre as potências de 740 MW a 800 MW, exceto a velocidade de disparo. Todavia os memoriais de cálculo indicam que as tensões ficam abaixo do especificado. Ref.[20], [21], [22].

Eixo-Acomplamento - Para 800 MW as solicitações não superam os limites. Ref.[23].

Mancais-Cruzetas - O dimensionamento é feito com base em situações anormais, que superam os esforços para a operação contínua com 800 MW. O empuxo hidráulico a 800 MW é inferior ao valor utilizado no dimensionamento do mancal de escora. Ref.[12].

3 REAVALIAÇÃO DO LIMITE SUPERIOR DE OPERAÇÃO DAS TURBINAS

Considerando que o limitador de potência encontrava-se já ajustado para as maiores potências recomendáveis, isto é, 788 MW (50 Hz) e 766 (60 Hz), restava, portanto, estudar a viabilidade de estender o limite de abertura do distribuidor, originalmente em 92% para, se possível, até 100%, respeitando os referidos limites de potência já estabelecidos.

3.1 OPERAÇÃO DE UMA TURBINA FRANCIS FORA DO PONTO DE PROJETO

Nas Turbinas Francis as condições do fluxo na entrada

e na saída das pás do rotor são consideradas ideais apenas numa estreita faixa do campo de operação, próximo ao ponto de projeto. A operação muito abaixo ou muito acima do projeto gera perturbações no fluxo, que por vez podem dar origem à fenômenos de oscilação da pressão no fluido, cavitação, oscilação de potência e vibrações induzidas em componentes ou estrutura. O ponto de projeto das turbinas de ITAIPU é na abertura de 78%, com queda líquida de 118,4 m. Neste ponto, a potência da turbina é de 715 MW.

3.1 RESULTADOS DO MODELO REDUZIDO.

3.1.1 Cavitação:

O parâmetro utilizado para se avaliar o risco de cavitação é o coeficiente de Thoma - σ_B :

$$\sigma_B = (H_s + H_a + H_v) / H = (Z_{w2} - 845 + 10,23 - 0,43) / H = (Z_{w2} - 747) / H$$

O coeficiente indica o afogamento mínimo para não ser atingida a pressão de vapor no escoamento. Em função disso, o projeto definiu a cota de instalação da turbina, conforme custo/benefício decorrente da redução, e até eliminação da cavitação, e do custo do escavamento necessário. Esta é uma forma, a nível de projeto, de se evitar a cavitação numa faixa razoavelmente ampla e adjacente do ponto de projeto. Fora da faixa de fluxo normal surgem fenômenos hidráulicos no fluxo como a vorticidade, que por si criam condições (por ex. baixa pressão) para que ocorra cavitação, oscilação de pressão, ruído e vibrações.

O σ adotado no projeto de ITAIPU foi definido considerando a queda máxima, o afogamento (H_s) referido a parte inferior da pá e o nível de montante em 220 m.

$$\sigma_{projeto} = (92 - 74,7) / 126,7 = 0,137$$

O limite de 800 MW/126,7 m determinado com base no modelo, visava evitar a cavitação no bordo de entrada. O coeficiente de início da cavitação nesta condição ($\sigma_{crítico}$) observado foi de 0,093. A diferença de $\sigma_{instalação}$ para $\sigma_{crítico}$, corresponde a 5,6 mca acima do afogamento mínimo requerido para a condição 800 MW/126,7 m.

Com respeito a cavitação no bordo de ataque a pior condição operativa é em queda máxima. Nesta condição, o modelo não indicou cavitação observando-se através da caixa espiral e do tubo de sucção. Vale lembrar que, no modelo não era possível observar o final do canal entre as pás.

Com respeito à cavitação no fluxo à saída, a pior condição operativa é em abertura máxima. Nesta condição não foi observado cavitação. Vórtices de Karman, observados antes do bordo de fuga, constituem uma possibilidade de cavitação.

Para verificar a margem de segurança à cavitação nas

condições de máxima queda e máxima abertura, foram executados testes no modelo variando H e s . Para uma hipotética queda de 134,4 m, iniciou-se a cavitação na entrada no lado de sucção. Incipiente cavitação no fluxo na saída e na entrada (lado de pressão), somente foi observada para quedas inferiores à 100 m, com hipotéticos σ_{teste} abaixo do $\sigma_{\text{instalação}}$.

Assim sendo, os testes no modelo indicam que não se pode prognosticar significativa erosão por cavitação. Além disso, existem revestimentos inox nas áreas de risco, definidas com base em testes com $\sigma < \sigma_{\text{instalação}}$, que aumentam a margem de segurança.

3.1.2 Oscilação de Pressão:

Embora no modelo o núcleo cavitante de fluxo morto tenha tido comportamento estável, seu comportamento dinâmico é dependente da resposta externa, podendo inclusive mudar sua frequência até coincidir com a frequência natural da massa fluída do conduto forçado. Portanto, a similaridade dos fenômenos hidráulicos no modelo não podem ser fielmente transposta para o protótipo com relação a estabilidade dinâmica. No caso de ITAIPU, a ressonância do vórtice de alta carga com a massa fluída do conduto forçado não pode ser evitada em algumas situações, porém, a aeração atmosférica a manteria sob controle.

3.1.3 Estabilidade Hidráulica:

No modelo, a oscilação de pressão no tubo de sucção e caixa espiral foram baixas, e a amplitude da oscilação na caixa não supera a do tubo de sucção, o que é um indicativo da estabilidade. Exceto devido ao risco de interação dinâmica com o conduto forçado, estes resultados são válidos até o limite de 800 MW, independente da queda. Instabilidade, prevista pelo modelo, só ocorreria a partir da hipotética potência de 845 MW. O sistema axial de aeração atmosférica foi introduzido no protótipo devido ao risco iminente de interação dinâmica com a massa fluída do conduto forçado na alta carga.

3.1.4 Flutuação de Torque e do Empuxo Axial

A flutuação de torque requer que ocorra flutuação da vazão (Q) e queda (H). O empuxo axial depende da distribuição da pressão dinâmica abaixo do rotor e no espaço entre rotor e tampa. Por falta de similaridade hidráulica, a transposição destas grandezas para a escala do protótipo não é confiável.

3.2 RESULTADOS DO PROTÓTIPO:

Com o objetivo de obter subsídios para o estudo da viabilidade da operação das turbinas na faixa de 92% a 100% de abertura do distribuidor, foi realizado na Unidade 04, no período de 10/04/96 a 15/05/96, ensaios específicos com medição das seguintes grandezas:

- Oscilação de pressão na entrada da caixa espiral;

- Vibração na tampa da turbina (axial) e na porta de acesso ao tubo de sucção (radial);
- Vibração radial do eixo próxima aos mancais;
- Nível de ruído próximo a porta do tubo de sucção;
- Potência elétrica nos terminais do gerador.

O Prognóstico do comportamento operativo para aberturas do distribuidor acima de 92%, foi feito comparando os níveis globais e os espectros da vibração, da oscilação de pressão e do ruído, medidos na abertura de 92%, onde se tem uma experiência operativa positiva, com aqueles medidos com abertura de 100%.

3.2.1 Vibração

Gráficos comparativos do valor r.m.s. da velocidade da vibração de 10 - 1000 Hz, medida na porta de acesso ao tubo de sucção (radial) e na tampa da turbina (axial), são apresentados nas Figuras 01 e 02. Pode-se observar que o aumento da abertura do distribuidor de 92% para 100% provoca um aumento de 20% a 30% nestas vibrações, bem como o aumento da queda.

A análise espectral indicou que nas aberturas de 92% e 100%, as quatro frequências principais na vibração da tampa da turbina são: 122,5, 137,5, 200 e 217,5 Hz. De 92% para 100% da abertura, ocorre um aumento da ordem de 100% nos componentes de 122,5 e 137,5 Hz e um aumento variável inversamente com a vazão (ou queda), da ordem de 10% ($H=117,3$ m) a 70% ($H=114,1$ m). As frequências de 137,5 e 200 Hz foram identificadas como sendo as primeiras frequências naturais de flexão e torsão das travessas do pré-distribuidor Ref.[16]. As frequências de 122,5 e 217,5 Hz foram identificadas como sendo frequências naturais das pás da roda.

Quanto ao *deslocamento* da vibração na tampa da turbina, a análise espectral indicou a componente da pressão (~1 Hz) como principal. A componente em 40 Hz aparece como a segunda principal. Esta frequência é um harmônico da frequência de passagem das pás da roda ($knZ_d/60$), ou a frequência da torsão das pás do distribuidor. No espectro do *deslocamento* a frequência natural da tampa (59 Hz) é destacada, porém insignificante no nível global. A variação no carregamento dinâmico da tampa é insignificante. Estaticamente, encontra-se dimensionada para condições mais críticas (Ref.[14], caso E).

A análise espectral da velocidade da vibração na porta do tubo de sucção, indicou a existência de três *bandas*, tanto em 92% como em 100% de abertura, com frequência central em 145 Hz, 265 Hz e 400 Hz. Devido à estas bandas terem a base larga, elas são típicas de turbulência ou cavitação; os *picos* devido à frequências naturais de componentes mecânicos têm banda mais estreita. De 92% para 100% de abertura ocorre um aumento na banda de 145 Hz, de 70% ($H=114,1$ m) a 10% ($H=117,3$ m). Na banda de 265 Hz

ocorre uma pequena redução no nível para quedas inferiores à 115,6 m. A banda de 400 Hz é de menor intensidade e permanece imutável com a abertura e a queda. Tudo isto sugere a existência de cavitação à saída no lado de sucção, podendo estar ocorrendo apenas no fluxo ("areal cavitation"). Portanto na abertura de 100%, ocorre apenas um aumento no nível de eventual cavitação já existente em 92%.

De todo o exposto anteriormente, pode-se concluir que o nível da vibração em si não é um fator limitante e nem impeditivo para operação em máxima abertura do distribuidor, pelo menos até a potência de 800 MW na turbina. Além disso, a análise espectral da vibração não revelou o surgimento de nenhum fenômeno que não os mesmos já existentes na abertura de 92%, na qual se tem uma experiência operativa positiva.

3.2.2 Oscilação de Pressão.

Com o objetivo de verificar o comportamento hidráulico e eventual interação dinâmica com componentes mecânicos, foi feita medição da oscilação de pressão na entrada da caixa espiral e no tubo de sucção.

Os valores r.m.s. das oscilações de pressão encontrados, na faixa de 0 - 1000 Hz estão indicados nas Figuras 3 e 4. Estas figuras mostram que a mudança de abertura de 92% para 100% provoca um aumento no nível de oscilação das pressões, porém sem ocorrer fenômenos de instabilidade hidráulica. Os valores encontrados foram considerados aceitáveis. O critério adotado originalmente era de que a flutuação de pressão pico-pico na frequência principal deveria ser inferior à 7% da queda prevalente. Para comparação, isto equivale aproximadamente à 8 mca (pico a pico) ou a 2,8 mca (r.m.s.) na queda de 115 m.

A frequência principal é a frequência do vórtice de alta carga - f_v . A análise espectral mostra que f_v varia com a queda (vazão). Isto se deve à variação do volume do núcleo cavitante de fluxo morto. A Fig.5 mostra a variação de f_v . Considerando que a frequência natural da massa fluída do conduto forçado é da ordem de 1,4 Hz, existe um risco potencial de ressonância. O ensaio realizado na Unidade 04 indicou que, com queda acima de 111 m, não existe risco de ressonância, devido f_v ser inferior a frequência da água no conduto. Para quedas inferiores à 110 m, somente a atuação correta da válvula de aeração pode evitar que ocorra um inaceitável nível de oscilação da pressão. (flexão das pás) e 200Hz (torsão das travessas).

A análise espectral das oscilações de pressão indicou, além da frequência do vórtice de alta carga, outras três frequências principais: 19,7 Hz, 26 Hz e 222,5 Hz. Em nível mais baixo, distingue-se as frequências de 80Hz

A componente em 222,5 Hz é a segunda em intensidade no espectro, aproximando-se do nível da componente do vórtice de alta carga. A frequência de 222,5 Hz corresponde à frequência de desprendimento

de vórtices no bordo de saída das pás do distribuidor, cujo valor esperado é da ordem de:

$$f = sv/d = 0,22 \times 22,5/0,022 = 225 \text{ Hz}$$

Esta excitação não causa interação dinâmica com as palhetas diretrizes, cujas primeiras frequências naturais são: 42,5 Hz (torsão) e 84 Hz (flexão).

A componente em 26 Hz é da ordem da excitação hidráulica das travessas, porém como só é distinguível no espectro da pressão do tubo de sucção é provável que seja devido à vibração da porta do tubo de sucção. Seja qual for a origem, seus efeitos são desprezíveis.

A componente em 19,7 Hz corresponde à frequência de passagem das pás da roda ($nz/60$) e é devida à entrada desigual de água na roda. Provavelmente exista em todas as Unidades em qualquer abertura, e é inerente ao projeto da caixa espiral. Desajuste nas palhetas diretrizes intensificam esta componente. O nível desta componente, além de ser muito baixo, é muito inferior à primeira frequência natural das pás da roda, portanto, seu efeito é desprezível.

Do exposto, conclui-se que o nível das oscilações de pressão não impedem e nem restringem a operação em máxima abertura do distribuidor, até 800MW na turbina. Além disso, a análise espectral da pressão não revelou o surgimento de nenhum fenômeno que não os mesmos já existentes na abertura de 92%, na qual tem-se uma experiência operativa abonadora.

3.2.3 Ruído e Cavitação.

Na auscultação do ruído à porta do tubo de sucção, não se detectou o ruído característico de cavitação. Contudo, isto não significa que não existe cavitação, porém que, se existe, certamente não é forte.

A comparação dos espectrogramas nas aberturas de 92% e 100% permite um diagnóstico mais objetivo. Portanto, procedeu-se à medição do nível global de ruído e de espectrogramas. Estas medições limitaram-se em 5000 Hz, pois, uma avaliação prévia dos sinais até 20000 Hz, nada indicou acima de 5000 Hz. O nível global do ruído tomado a 1 m da porta do tubo de sucção encontra-se na Fig.6. Observa-se um aumento de 6 dBA a 2 dBA entre as aberturas de 92% e 100%. A variação de 6 para 2 dBA, se deve a uma mudança acentuada no nível do ruído em A=92%, em torno de H=114,6m. Os espectrogramas revelaram:

- Aumento na intensidade de todas as componentes do espectro entre as aberturas de 92% e 100%;
- As frequências principais foram: 125, 150, 375, 512, 675, 825 e 975 Hz;
- A componente principal é em 150 Hz, porém na escala dBA (ponderada para o ouvido humano), seu efeito é reduzido;
- A componente em 125 Hz não é distinguida em 92% de abertura, podendo existir em nível

¹ Dois anos de experiência na nova faixa operativa comprovaram que não ocorreu aumento da erosão por cavitação.

inferior, de modo que seja mascarada pela componente em 150 Hz devido a resolução utilizada no analisador;

- A componente em 125 Hz também não é distinguida em 100% de abertura, nas quedas ensaiadas de 114,6 m e 114,1 m.
- A intensidade das componentes em 125 Hz (onde existe) e 150 Hz é da mesma ordem.

Assim como a vibração, o espectro do ruído também indicou que o aumento na abertura de 92% para 100%, provoca um aumento na vibração das pás e das travessas na frequência natural. As demais componentes do espectro do ruído, referem-se a vibração de *modos* superiores.

À exceção da componente em 125Hz, atribuída à vibração das pás da roda, a comparação do espectro do ruído em 92% e 100% de abertura não revelou o surgimento de novos fenômenos, apenas uma intensificação dos fenômenos já existentes na abertura de 92%.

Quanto à cavitação, tudo indica que não ocorrerá alterações relevantes nos níveis de erosão. Com queda inferior à mínima ensaiada na U#04 (114,1m), a cavitação reduz-se devido ao maior afogamento da turbina. Com nível montante em 220 m, a cavitação é teoricamente inexistente para queda inferior à 111 m.¹

3.2.4 Potência / Ganho de Potência

Nas Fig. 7 e 8 encontra-se a potência nos terminais do gerador e o ganho de potência para as aberturas do distribuidor de 92% e 100%. Considerando que na maior parte do ano tem-se uma queda bruta em torno de 115 m, o ganho de potência por Unidade é de 20 MW, totalizando 360 MW para as dezoito Unidades.

3.2.5 Sobrevelocidade

A mudança no limite de abertura do distribuidor de 92% para 100% causa um aumento da velocidade do conjunto girante, após uma rejeição de carga. Isto decorre devido ao maior tempo de fechamento do distribuidor quando em máxima abertura. Segundo ensaios realizados no comissionamento, a maior sobrevelocidade encontrada foi de 145% Vn. Assim, o reajuste dos dispositivos elétricos de sobrevelocidade para 147% e dos mecânicos para 150% atende à necessidade, ainda dentro limite de suportabilidade mecânica. O reajuste do dispositivo mecânico evita o fechamento da comporta de serviço em situações desnecessárias, criando um retardo indesejável na normalização operativa da Unidade Geradora.²

4 CONCLUSÕES

Com base na análise do projeto mecânico da turbina, do projeto mecânico e térmico do gerador, dos resultados dos ensaios em modelo reduzido e de ensaios específicos realizados na U#04, nos quais pode-se avaliar o comportamento dinâmico e

hidráulico da turbina, através dos níveis de vibração, oscilação de pressão e ruído, concluiu-se que as turbinas de ITAIPU podem operar sem restrições, em aberturas do distribuidor acima de 92%, respeitando os limites de potência do gerador: 788 MW(50 Hz) e 766 MW(60 Hz).

O ganho de potência que se obtém com a retirada da limitação de abertura do distribuidor é de 20 MW/Unidade na queda de 115 m, totalizando 360 MW, considerando todas as Unidades Geradoras de ITAIPU. A sobrevelocidade máxima esperada, dentro da nova faixa operativa, é muito próxima do ponto de ajuste do dispositivo de proteção mecânica (146%). Para evitar fechamento desnecessário da comporta de entrada, durante uma rejeição de carga, os dispositivos de proteção contra sobrevelocidade deverão ser reajustados para 147% (elétrico) e 150% (mecânico).

A previsão quanto ao custo dos reparos de cavitação, após alteração do limite de abertura para 100%, é que este se mantenha no mesmo nível que com o limite de abertura em 92%. De qualquer forma, se este custo aumentar, frente ao ganho de potência que se terá, o custo dos reparos de cavitação não é significativo.

Referências Bibliográficas

- (1) Model Acceptances Tests - Doc. 5215-10-71612-I
- (2) Technical Conclusions Concerning Model Test Results - Doc. 5215-60-71573-I
- (3) Analysis Of Cavitation Damage On Turbine Runners - Doc. 5215-10-71001-I
- (4) Vibrations Of The Rotor Bearing System Calculation - Doc. 6210-10-73012-I
- (5) Limites De Potência Das Unidades De 50 E 60 Hz - Doc. 5215-50-0002-P
- (6) Turbine Shaft Finite Element Analysis - Doc. 5215-10-71228-I
- (7) Runner Computation Note - Doc. 5215-10-71108-I
- (8) Additional Notes Relating To The Runner Calculation - Doc. 5215-10-71203-I
- (9) Distributor Computation - Doc. 5215-10-71172-I
- (10) Shaft Coupling Computation - Doc. 5215-10-71352-I
- (11) Turbine Guide Bearing Calculation - Doc. 5215-10-71295-I
- (12) Thurst Bearing Calculation - Doc. 6210-10-71010-I
- (13) Cálculo Da Porta De Acesso Do Tubo De Sucção - Doc. 5215-10-71049-P
- (14) Turbine Head Cover Computation - Doc. 5215-10-71001-I E 5215-10-71015-I
- (15) Report On The Dynamic Behaviour Of The Stay Vanes - Doc. 5215-10-71027-I
- (16) Further Investigation Of The Stay Vanes Dynamic Behaviour - Doc. 5215-60-71064
- (17) Measurement Of Dynamic Behaviour Of The Stay Vanes - Doc. 5215-60-71066
- (18) Medições Nas Aberturas Do Distribuidor De 92% e 100% -. Doc. 5215-50-19574-P-R0
- (19) Análise Dos Ensaios De Aceitação dos Geradores 8,9,10 E 11 - Doc. 6210-83-15234-P-R3
- (20) Cálculo De Tensão No Rotor E Coroa - Doc. 6210-10--73000-
- (21) Calculation Of The Rotor Structure. Doc. 6210-10-73003-I-R0
- (22) Calculation Of The Coupling Between Rotor And Stub Shaft. Doc. 6210-10-73504-I-R0
- (23) Calculation Of The Coupling Between Rotor And Main Shaft. Doc. 6210-10-73506-I-

² Durante o reajuste dos dispositivos mecânicos, foram encontrados valores variando de 140% a 153% Vn, revelando um desajuste desta proteção ao longo do tempo.

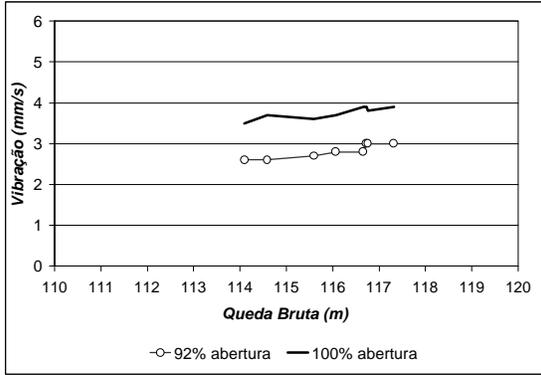


FIG 01 VELOCIDADE DA VIBRAÇÃO NA TAMPA DA TURBINA AXIAL – VALOR R.M.S 10-1000 HZ

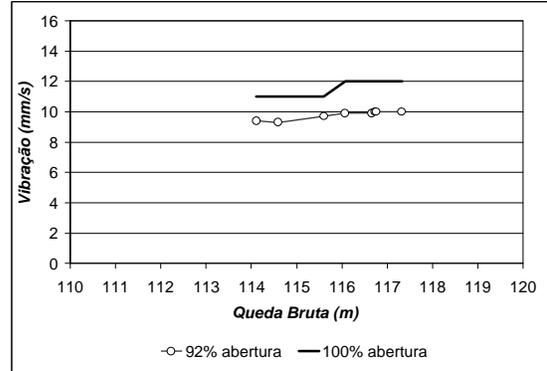


FIG 02 VELOCIDADE DA VIBRAÇÃO NA PORTA TUBO DE SUÇÃO RADIAL – VALOR R.M.S 10-1000 HZ

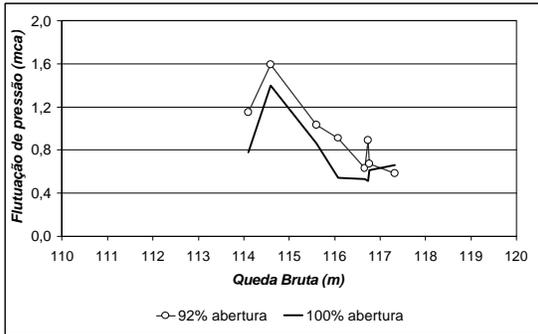


FIG 03 OSCILAÇÃO DE PRESSÃO NA ENTRADA DA CAIXA ESPIRAL (VALOR R.M.S 0-1000 HZ)

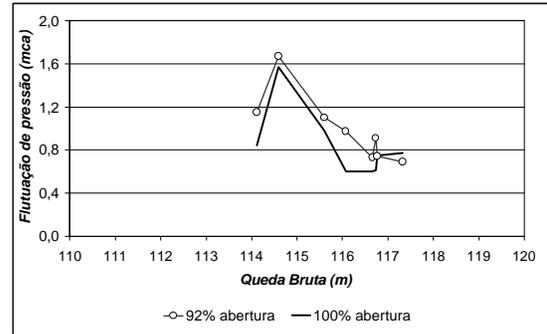


FIG 04 OSCILAÇÃO DE PRESSÃO NO TUBO DE SUÇÃO (VALOR R.M.S 0-1000 HZ)

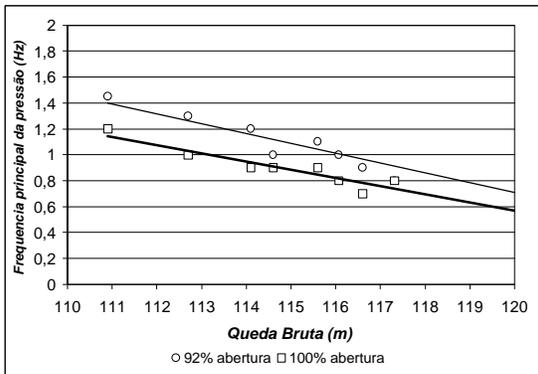


FIG 05 VARIAÇÃO DA FREQUÊNCIA DO VÓRTICE DE ALTA CARGA

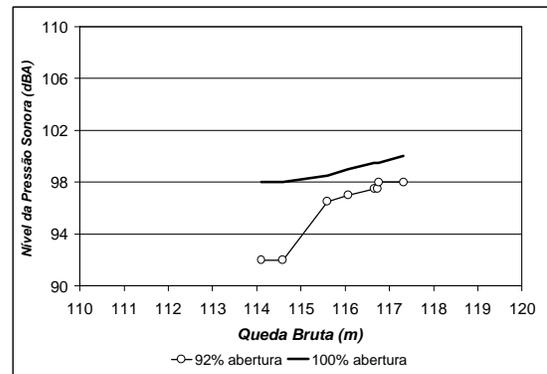


FIG 06 NÍVEL DA PRESSÃO SONORA NO TUBO DE SUÇÃO

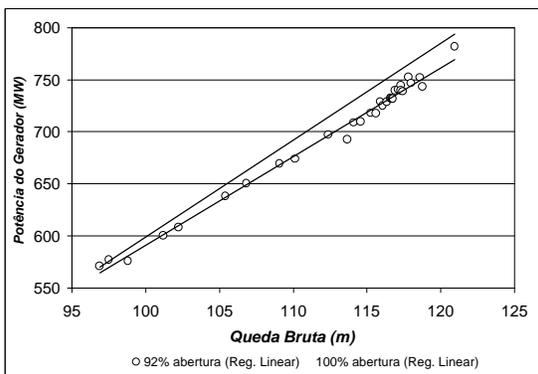


FIG 07 POTÊNCIA NOS TERMINAIS DO GERADOR

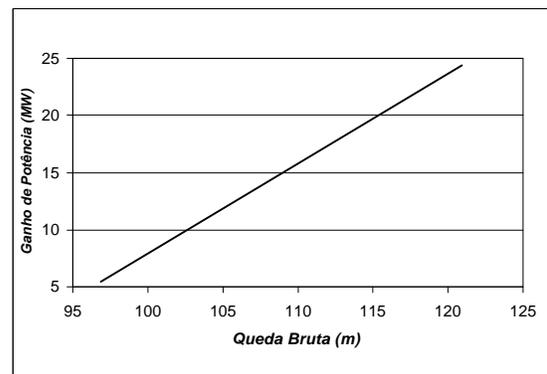


FIG 08 GANHO DE POT/UNIDADE DE 92% PARA 100% DE ABERTURA